

PAT-NO: **JP358106123A**

DOCUMENT-IDENTIFIER: **JP 58106123 A**

TITLE: **COOLING SYSTEM OF MARINE ENGINE**

PUBN-DATE: **June 24, 1983**

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

ISHII, TSUNEO

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME **COUNTRY**

ISHII TSUNEO **N/A**

APPL-NO: **JP56205545**

APPL-DATE: **December 18, 1981**

INT-CL (IPC): **F01P007/14, F01M005/00 , F01P003/20 ,
F01P005/12**

US-CL-CURRENT: **123/41.31, 123/41.33**

ABSTRACT:

PURPOSE: **To control the speed of a pump to a minimum side**

**of consumption
power on the basis of cooling water temperature, pump delivery
amount, etc., by
connecting various coolers to a delivery port of the seawater
pump and driving
the seawater pump and lubricating oil pump through a stepless
variable speed
motor.**

**CONSTITUTION: A seawater pump 20 forcibly feeds seawater
through seawater
lines 30, 31 to an intake air cooler 28, lubricating oil cooler 32
and clear
water cooler 29 connected to an engine 35, and is connected to
and driven by an
induction motor 21 whose speed is controlled by a
microcomputer 25 through a
frequency converter 22 and controller 23. Detected values of an
intake
temperature sensor 48, lubricating oil temperature sensor 40,
clear water
temperature sensor 51, seawater pump delivery flow meter 60,
etc. are input to
the microcomputer 25, and a speed of the pump 20 is controlled
through the
controller 23 so as to obtain optimum efficiency minimizing
power consumption.**

COPYRIGHT: (C)1983,JPO&Japio

⑫ 公開特許公報 (A)

昭58—106123

⑮ Int. Cl.³
 F 01 P 7/14
 F 01 M 5/00
 F 01 P 3/20
 5/12

識別記号

厅内整理番号
 7137—3G
 6477—3G
 7137—3G
 7137—3G

⑯公開 昭和58年(1983)6月24日
 発明の数 1
 審査請求 未請求

(全 4 頁)

⑰ 船用エンジンの冷却システム

ウンハイツ南茨木301

⑱ 特願 昭56—205545

茨木市沢良宜西1丁目1—13タ

⑲ 出願 昭56(1981)12月18日

ウンハイツ南茨木301

⑳ 発明者 石井常夫

㉑ 代理人 弁理士 大森忠孝

茨木市沢良宜西1丁目1—13タ

明細書

1. 発明の名称

船用エンジンの冷却システム

2. 特許請求の範囲

海水ポンプの吐出口に各個クーラを接続し、少なくとも潤滑油クーラには潤滑油ポンプを有する潤滑油冷却系統を併設した船用エンジンの冷却システムにおいて、海水ポンプと潤滑油ポンプにそれぞれ交流電源のサイクル変換による無段階变速モータを接続し、潤滑油ポンプと海水ポンプの回転数を消費電力最少側へ制御するようにしたことを特徴とする船用エンジンの冷却システム

3. 発明の詳細な説明

本発明は船用エンジン(ディーゼルエンジン、ガスエンジン)の冷却システムに関するもので、冷却システムで消費する電力を最少にすることを目的としている。

石油価格の高騰とともに船用機関にも省エネ(省エネルギー効率)が求められている。この観点から、船用ディーゼルエンジンの冷却システム

のポンプに着目すると、冷却システム内には冷却海水ポンプ、冷却海水ポンプ、潤滑油ポンプ、シャケット冷却海水ポンプ、ピストン冷却ポンプ等があり、出力1.2万馬力位のエンジンで、モータ動力は150～180 KW位が必要となつていて。現在これらポンプ類の省エネ対策としては、上記モータ動力の中の30～40%を占める冷却海水ポンプの極数変換による可変速化が行われているのみである。しかしその場合効率が悪く、コスト高になることは避けられない。又最近、冷却海水ポンプの誘電流離手による無段变速化の試み及びその実船実験が報告されている(昭和55年7月発行の日本船用機関学会誌第15巻第7号555頁、主機冷却可変速ポンプシステムの開発)。その場合の可変速ポンプシステムの概要は第1図の通りで、図中1は海水ポンプ、2は誘電流離手、3はモータ、4は潤滑油クーラ、5はエアクーラ、6は清水クーラ、7は温度検出器、8はPID(比例積分微分)コントローラ、9は海水配管、10は信号路である。即ち第1図に示す従来技術にお

いては、清水クーラ6の出口における海水温度を検出端7で検出し、その海水温度が一定になるようにコントローラ8により調電流继手2を制御し、海水ポンプ1を無段变速している。ところが潤滑油クーラ4には従来と同様に潤滑油ポンプ11、サーモスタット12、バイパス13、潤滑冷却部分14等から成る潤滑油冷却系統が併設され、又清水クーラ6には海水ポンプ、サーモスタット、バイパス、シリンドジャケット等(図示せず)から成る海水冷却系統が併設されているので、潤滑油ポンプ11、海水ポンプ等はバイパスが開放している無駄な運転期間が避けられない。例えば潤滑油ポンプ11に着目すると、潤滑油温度が低い場合でもポンプ11は潤滑油をバイパス13に流すために設計速度で無駄に運転される。しかも海水ポンプ1は潤滑油冷却系統や海水冷却系統の状態を考慮せずに、単に海水の清水クーラ出口温度のみで制御されるため、潤滑油温度、海水温度がたまたま成る運転状態では勘定すべき範囲に納まる場合はあっても、横荷の状態やエンジンの負荷

流量：エンジン出力とはほぼ比例し、出入口の海水温度差に反比例する。

水頭：(流量)²に比例する部分(抵抗水頭)+位置水頭

(2) 冷却海水ポンプ

流量：エンジン出力と比例

水頭：(流量)²に比例する部分+位置水頭+付加圧力(キャビテーション防止のため)

(3) 潤滑油ポンプ

流量：エンジン出力に比例し、液の温度が高くなるに従つて少くなる。

水頭：(流量)²に比例する部分+位置水頭+付加圧力

動力：(回転数)³に比例し、粘度が上るにつれて大きくなる。

故にエンジン出力、海水温度、潤滑油温度、各流路の抵抗、高さ、付加圧程度等を考えて、それぞれ適当な流量水頭曲線を与えるポンプを設計し、回転数を制御すれば、非常に大きな動力を節約することができることが分る。海水冷却ポンプ、潤

滑油ポンプ、気温その他の条件を考慮した時、全運転範囲に亘り消費電力を最少にすることは困難であり、現在ではコスト面ということで実際には使用されていない。このため現在では、これらのポンプの仕様は、最大連続出力(MCO)、海水温度32°Cで計画されており、冷媒のバイパス等に起因して多くの無駄な動力が浪費されているのが実状である。

本発明は上記従来の問題を回避しようとするもので、次のような現状分析にもとづいている。

実際の海水温度は、季節、航路等により大きく異り、0°~32°Cの範囲で変化する。エンジン出力は通常のサービススピード時は85%MCOであり、燃費節約運転の場合は75%MCOも珍らしくない。

一方、縦巻ポンプでは、流量×回転数、

$$\text{水頭} \propto (\text{回転数})^2$$

$$\text{動力} \propto (\text{回転数})^3$$

又各ポンプの必要流量水頭は次の通りである。

(1) 冷却海水ポンプ

滑油ポンプについては、必要水頭は管路の抵抗のみではないので、締切水頭の高い特殊なポンプを作らなければならぬ。即ち省エネのためにポンプを低速で回しても、所定の必要水頭が得られるようなポンプが必要になる。海水冷却ポンプについては、冷却場所が数箇所になるため、それぞれの必要をみたすべく最適の流量を決定することは複雑な計算を要するので、マイクロコンピュータを使用する必要がある。

本発明は上記各事項と、熱交換器(クーラ)の効率が流速の函数であり、伝達率が油と水で違う点等を考慮して、海水側の制御と、潤滑油、清水側の制御を別に行い、しかも両者を関連づける二重制御方式となるようにしたもので、海水ポンプ、海水ポンプと潤滑油ポンプにそれぞれ交流電動機の回転数変化による無段变速モーターを接続し、潤滑油ポンプと海水ポンプ、清水ポンプの回転数を消費電力最少に制御するようにしたことを特徴としており、第2図にシステムの概念図を示す。

第2図において、海水ポンプ20はインダクシ

ヨンモータ21に接続し、モータ21は周波数変換器22、コントローラ23を有する信号路24をへてマイクロコンピュータ25に接続している。周波数変換器22は交流電源の周波数を変えてモータ21に供給する役割を果し、確実で効率がよく、コストが低い特長を有する。海水ポンプ20の吸込口は海水路26をへて海水27に接続し、吐出口は途中にエアクーラ28、海水クーラ29を有する海水路30をへて海水27に接続し、ポンプ20とエアクーラ28の間の海水路30から海水路31が分岐し、海水路31の途中には潤滑油クーラ32が配置され、先端はクーラ28、29奥の海水路30に接続している。エアクーラ28の入口は吸気路33を介して過給機のコンプレッサー出口(図示せず)に接続し、エアクーラ28の吸気出口は吸気路34をへてディーゼルエンジン35の吸気マニホールドに接続する。

潤滑油クーラ32の潤滑油出口は油路36とその途中のエンジン潤滑油冷却部分37をへて潤滑油ポンプ38の入口に接続し、ポンプ38の出口

出器58が取り付けてあり、温度検出器58は信号路59を介してマイクロコンピュータ25に接続している。又海水ポンプ20の吐出側海水路30には流量計60が取り付けてあり、流量計60は信号路61をへてマイクロコンピュータ25に接続している。

潤滑油ポンプ38はエンジン出口における潤滑油温度を温度検出器40で検出し、セット温度を保つべくPIDコントローラ44により周波数変換器43で潤滑油ポンプ38の回転を制御するようになっている。又海水ポンプ49はエンジン出口の海水温度を温度検出器51で検出し、セット温度を保つべくPIDコントローラ54により周波数変換器55で海水ポンプ49の回転を制御するようになっている。

冷却海水ポンプ20は、エアクーラ28を出た吸気のエンジン入口温度を温度検出器58で検出し、又潤滑油及び冷却海水のエンジン出口の温度を温度検出器40、51で検出し、マイクロコンピュータ25により最適流量を判断し、コントロ

は油路39をへて潤滑油クーラ32の入口に接続する。エンジン35の潤滑油出口に温度検出器40が取り付けてあり、検出器40は信号路41をへてマイクロコンピュータ25に接続している。潤滑油ポンプ38の駆動用インダクションモータ42には、周波数変換器43、PIDコントローラ44を有する信号路45が接続し、信号路45の先端は信号路41に接続している。

清水クーラ29の清水出口は途中にシリンドリケント47を有する清水路48を介して清水ポンプ49の入口に接続し、清水ポンプ49の出口は清水路50を介して清水クーラ29の清水入口に接続する。エンジン35の清水出口には温度検出器51が取り付けてあり、温度検出器51は信号路52をへてマイクロコンピュータ25に接続すると共に、その途中から信号路53が分岐し、信号路53は途中にPIDコントローラ54、周波数変換器55を備え、先端は清水ポンプ駆動用インダクションモータ56に接続している。

エアクーラ28の出口側吸気路34には温度検

クーラ23、周波数変換器22により海水ポンプ20の回転数を制御する。その場合流量計60により海水ポンプ20の流量を検出し、流量が増加しすぎると回転数を下げるよう制御する。又各クーラ28、32、29における効率は海水及びもう一方の流体(吸気、潤滑油、清水等)の流速、温度の函数になるため、消費電力が最少(その近傍を含む)となる最適効率が得られるように流量を制御する。この流量制御の考え方は、潤滑油ポンプ38、海水ポンプ49の制御にも適用される。なお実施例においてポンプを可变速にする手段として周波数変換器22、43、55が採用されているが、極数変換方式、渦電流方式、油圧方式、機械方式等任意の方式を採用することができる。しかし周波数変換器を採用すると確実で、効率よく、しかも低コストにまとまる。

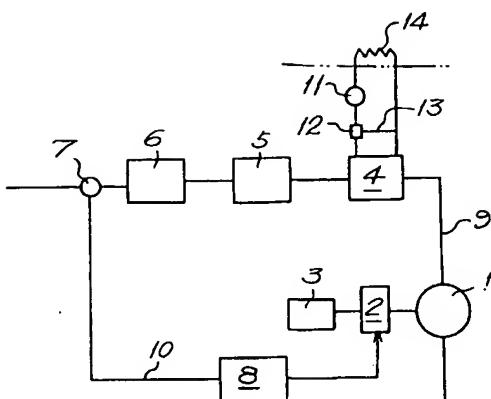
省エネ効果は、条件の設定により相当異なるが、通常の状態で年間を通ずれば、現在の動力の約30~40%は節約可能である。又副次的効果として海水ポンプ20のオーバーロード防止効果を上げる

ことができる。即ち積荷の変化による吃水の増減のため、海水ポンプの部分では段込状態が、段込から強い押込み状態に変化する。中容量以上の渦巻ポンプでは一般に流量の全域に亘ってキャビテーションを防止することはむずかしい。そして工場公試(公的試験)には設備上段込状態で運転するので、本船では吃水が上がり、押込が大きくなつた時、容量が出すぎてオーバロードを起すことがある。従つて従来のように小型化、動力一杯で計画すると、この傾向が特に強くなり、本船で問題を起すことが多い。これに対し本発明によると、自動的に回転が下ることになり、当然オーバロードがなくなる利点がある。

4. 図面の簡単な説明

第1図は従来の可変量ポンプシステムの一例を示す概略図、第2図は本発明のシステムを示す概略図である。20…海水ポンプ、21、42…インダクションモータ（無段階变速モータ）、23…マイクロコンピュータ、28、29、32…クーラー、38…潤滑油ポンプ

第 1 四



第 2 圖

